基于试验热负荷补偿的气候实验室温度控制方法研究

王彬文,吴敬涛,吴相甫

(中国飞机强度研究所,710065 西安)

摘　要:针对超大空间气候实验室温度控制负荷变化大、控制过程响应慢的特点,提出一种基于负荷变化的气候分区补偿温度控制方法。首先通过分析实验室空气温度调节工艺原理,进行实验室温度控制系统的动态特性分析;其次根据实验室温度场控制精度和均匀性要求,制定了实验室气流分区补偿和载冷剂双级温度控制策略;最后,计算实验室降雪试验工况的热负荷,设计了基于热负荷前馈的串级温度控制器。实际运行结果表明,该控制方法在升降温过程能快速跟踪期望温度曲线,升降温速率稳定维持在3 ℃/h,温度到达稳态时控制精度为±2 ℃,可快速补偿试验区域负荷变化导致的温度突变,达到了气候试验温度控制要求。

关键词:温度控制;气候实验室;热负荷前馈;串级控制

中图分类号:TP271.2　　**文献标志码**:A

Researchon the temperature control method of climatic laboratory based on the test thermal load compensation

WANG Binwen,WU Jingtao,WU Xiangfu

(Aircraft Strength Research Institute of China,710065 Xi'an,China)

Abstract:A temperature control method based on the change of test load is proposed for the extra-large space climatic laboratory that has the feature of large change of test load and slow response of the control process. First,the dynamic characteristic of the laboratory temperature control system is obtained by analyzing the principle of the laboratory air temperature regulation process. Then,according to the control accuracy and uniformity requirements of the laboratory field,the air flow partition compensation and dual stage temperature control strategy of the refrigerant are formulated. Finally,the thermal load of the snow test condition is calculated,and the temperature cascade controller based on the thermal load feed-forward is designed. The results show that the control method can quickly track the expected temperature curve during the process of temperature rise and fall,and the temperature change rate is kept stable at 3 ℃/h and the control accuracy is kept ±2 ℃ when the steady state is reached. This control method can quickly compensate for the change of temperature caused by the load change in the test area,and the method meets the

收稿日期:2022-12-09　　**修回日期**:2022-12-25

基金项目:国家民机科研资助项目(No. MJZ-2017-F-18)

通信作者:吴相甫,高级工程师。E-mail:wuxiangfu1203@163.com

引用格式:王彬文,吴敬涛,吴相甫. 基于试验热负荷补偿的气候实验室温度控制方法研究[J]. 应用力学学报,2023,40(1):16-24.

WANG Binwen,WU Jingtao,WU Xiangfu. Research on temperature control method of climatic laboratory based on the test thermal load compensation[J]. Chinese journal of applied mechanics,2023,40(1):16-24.

temperature control requirements of climatic tests.

Key words: temperature control; climatic laboratory; thermal load feed-forward; cascade PID

实验室气候试验成为武器装备气候环境适应性设计与验证的重要手段,可大大缩短武器装备研制周期。实验室作为试验技术实施的平台,上世纪 50 年代起西方国家开始陆续建设了不同规模的气候实验室,包括美国麦金利实验室、韩国 ADD 实验室、英国博纳科姆实验室、瑞典 Arena 气候实验室,其中以麦金利实验室规模最大、模拟环境种类最多[1]。随着环境模拟技术在我国航空、航天、兵器、汽车等行业的广泛发展,我国建立了超大空间气候实验室,气候实验室中模拟各种气候环境条件,对产品在特定环境条件下的适应性做出分析,获取数据评价环境条件对产品功能和性能的影响,暴露设计和工艺缺陷,为改进设计提供依据[2-3]。温度试验是产品气候试验中最重要的一项环境试验[4-5],GJB 150A-2009《军用装备实验室环境试验方法》对温度控制精度、调温速率提出了严格的要求,要防止超调现象的发生,以保证产品气候试验响应数据的准确性。

超大空间气候实验室的温度控制具有热负荷变化大、控制过程响应慢的特点,还具有温度工况范围宽、控制过程滞后大等特征,实验室内受试对象、试验设备、室内照明、墙体传热、地坪热容会给温度控制过程带来热负荷变化,特别是降雪、冻雨等试验工况带来的热负荷变化会造成实验室温度难以维持稳定,利用经典 PID 控制方法难以同时实现良好的动态和稳态控制效果[6-7]。为了解决以上问题,通过分析超大空间气候实验室温度控制的动态特性,计算实验室典型低温试验工况的热负荷,将热负荷变化引入实验室温度控制,提出基于热负荷前馈的温度控制器,使得气候实验室低温试验的升降温速率和稳态波动度满足要求,实现实验室 –55 ℃ ~ +21 ℃范围内低温典型工况的精确控制。

1 实验室温度控制动态特性

1.1 空气处理工艺流程

GJB 1172.2《军用设备气候极值》中记载的高温工作极值为 45.5 ℃、承受极值为 49.5 ℃;1% 风险率的低温工作极值为 –48.8 ℃,5% 风险率的低温工作极值为 –46.1 ℃,10% 风险率的低温工作极值为 –44.1 ℃,20% 风险率的低温工作极值为 –41.3 ℃[8]。根据飞机停放时实际温度的测量,夏天飞机舱体内温度比外界空气温度高 15 ℃ ~20 ℃,冬天飞机舱内温度比外界空气温度低 3 ℃ ~5 ℃。因此飞机气候试验低温工况推荐为 –55 ℃,高温工况推荐为 70 ℃[9]。为覆盖温度试验工况极值,同时满足 GJB 150A-2009《军用装备实验室环境试验方法》对温度控制的要求,气候实验室的温度控制要求见表 1。

表 1 气候实验室温度控制要求

Tab. 1 Temperature requirements of the laboratory

项目	温度范围	控制精度(稳态)	升降温速率
要求	–55 ℃ ~ +74 ℃	±2 ℃	≤3 ℃/min

实验室空气处理系统的工艺流程见图 1,实验室内空气通过回风口进入回风管道,并与新风系统输送新风混合,与换热器进行换热,然后经送风管道上的送风末端装置送入实验室[10-11]。

空气处理系统包含两个完全独立的空气处理单元,每个通道有 1 台离心风机,3 组换热器。风机根据不同试验要求提供 16 ~28 m^3/s 的循环风量,2 台风机在任何试验工况下以相同工作频率运行[12]。

每个 AHU 的每个通道内有 3 组换热器,以 AHU-221 的 A 通道为例,分别是 HX-221A-1 结冰换热器、HX-221A-2 中温/高温换热器、HX-221A-3 低温换热器,每组换热器都连接载冷剂管道、泵和调节阀。

1) HX-221A-1 结冰换热器内充注 LM-8 载冷剂,载冷剂的温度在 –35 ℃ ~0 ℃之间可调。HX-221A-1 采用大翅片间距设计, 在进行降雪、冻雨/积冰等室内空气湿度较大的试验时运行, 使回风中的液滴、冰粒等提前冻结在结冰换热器上, 而不影响 HX-221A-2 和 HX-221A-3 这两组换热器的正常运行。

2) HX-221A-2 中温/高温换热器内的载冷剂 LM-8,用于室内温度 –25 ℃ ~ +74 ℃的工况。加热工况时,载冷剂先与高温蒸气进行换热进行加热,然后再进入 HX-221A-2 加热空气;制冷工况时,载冷剂先与制冷剂进行换热冷却,LM-8 温度最低可调节至 –35℃,然后进入 HX-221A-2 冷却空气。

3) HX-221A-3 低温换热器内充注低温载冷剂二

氯甲烷,用于室内温度 −55 ℃ ~ −25 ℃的工况。二氯甲烷先与低温制冷剂进行热交换,二氯甲烷温度最低可调节至 −70℃,然后进入 HX-221A-3 冷却空气。

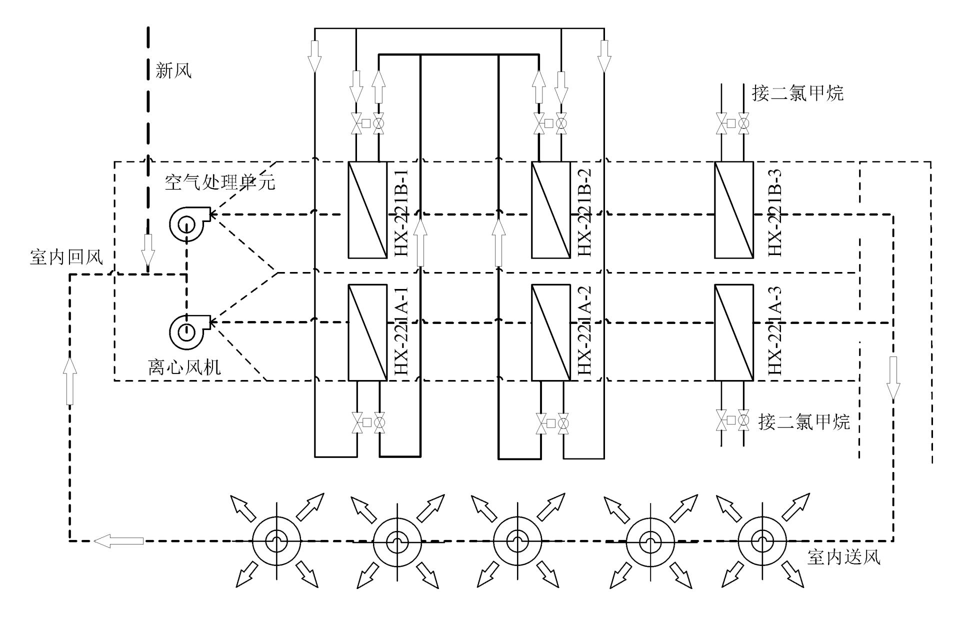


图 1　空气处理系统工艺流程

Fig. 1　Process schematic of air handling system

1.2　温度控制过程动态特性分析

气候实验室的温度变化与环境模拟设备的冷源和热源、室外周围环境温度、舱壁热阻特性、室内设备、照明等因素有着密切的关系。根据能量守恒定律,气候实验室内能蓄存的变化率为单位时间内进入气候实验室能量与流出能量之差。单位时间进入气候实验室的能量包括经换热调节的循环风送入舱内的热量 Q_0、舱内照明及其他设备散出的热量 Q_2 和舱外空气传入舱内的热量 Q_3;单位时间从舱内流出的能量为侧墙壁回风口带走的热量 Q_1。设气候实验室的热容为 C_1,气候实验室内温度即回风温度为 t_1,则气候实验室的内能蓄存变化率为

$$C_1 \frac{\mathrm{d}t_1}{\mathrm{d}\tau} = Q_0 + Q_2 + Q_3 - Q_1 \tag{1}$$

设气候实验室送风量为 L;送风空气密度为 ρ_1;送风空气比热为 c_0;送风温度为 t_0;舱体墙壁的热阻为 R;气候实验室墙壁的传热衰减系数为 β;气候实验室外环境温度为 t_z;则式(1)可表示为

$$C_1 \frac{\mathrm{d}t_1}{\mathrm{d}\tau} = L\rho_1 c_0 (t_0 - t_1) + Q_2 + \frac{1}{R}\beta (t_z - t_1) \tag{2}$$

将式(2)移项整理得

$$\frac{C_1}{L\rho_1 c_0 + \frac{1}{R}\beta}\frac{\mathrm{d}t_1}{\mathrm{d}\tau} + t_1 = \frac{L\rho_1 c_0}{L\rho_1 c_0 + \frac{1}{R}\beta} t_0 + \frac{Q_2 + \frac{1}{R}\beta t_z}{L\rho_1 c_0 + \frac{1}{R}\beta} \tag{3}$$

对于式(3),令

$$T = \frac{C_1}{L\rho_1 c_0 + \frac{1}{R}\beta} \tag{4}$$

$$K = \frac{L\rho_1 c_0}{L\rho_1 c_0 + \frac{1}{R}\beta} \tag{5}$$

$$t_f = \frac{Q_2}{L\rho_1 c_0} + \frac{\beta t_z}{L\rho_1 c_0 R} \tag{6}$$

将式(4)、式(5)、式(6)代入式(3)得

$$T\frac{\mathrm{d}t_1}{\mathrm{d}\tau} + t_1 = K(t_0 + t_f) \tag{7}$$

其中:t_0 为控制变量;t_f 为干扰变量;t_1 为被控变量即气候实验室温度。

设送风温度和干扰量时是时间的函数,即 $t_0(\tau)$ 和 $t_f(\tau)$,实验室的滞后时间为 τ_1,即

$$T\frac{\mathrm{d}t_1(\tau)}{\mathrm{d}\tau} + t_1(\tau) = K[t_0(\tau - \tau_1) + t_f(\tau - \tau_1)] \tag{8}$$

对式(8)进行拉普拉斯变换,得

$$G(s) = \frac{T_1(s)}{T_0(s) + T_f(s)} = \frac{K}{Ts+1}e^{-\tau_1 s} \tag{9}$$

因此,由式(9)可知,气候实验室温度控制具有时滞,且实验室热负荷干扰因素较多,如实验室地坪、试验件、试验设备、照明、模拟气候等带来的热负荷干扰,需设计一种能有效克服扰动且响应速度快的温度控制器。

1.3 模型参数辨识

通过机理分析建模的主要目的是设计控制器,对系统的动静态特性和控制策略做出评价,而系统模型的获得则需进行参数辨识。为提高模型的拟合度,系统辨识得到的模型通常是高阶模型。而在进行控制器设计时,常用的 Ziegler-Nichols PID 控制器整定方法为基于低阶模型的控制器设计。对于常用的阶跃响应曲线参数辨识法,通过改变低阶模型的参数调,去逼近高阶模型的阶跃响应,当两者阶跃响应近似时,可采用低阶模型去表示系统的响应特性[13]。

对于式(9),增益 K 决定稳态响应值;时间常数 T 决定阶跃响应速度,T 越大响应越慢,上升时间越长;系统的滞后时间为 τ_1。为获得气候实验室的温度阶跃响应曲线,开启高温级制冷机组,将载冷剂温度调节至 -10 ℃,换热器的取液载冷剂调节阀全开,然后启动离心风机,启动频率为通常运行频率 30 Hz,待温度稳定后得到实验室的温度阶跃响应。时间常数 T 为 t_s 的 1/3,在该响应曲线上找到温度至稳态值 95% 时的坐标点,其所对应的时刻为调节时间 t_s;该响应曲线稳态值即为增益 K;阶跃响应曲线上从风机开始运行至温度开始发生下降的时间则为滞后时间 τ_1,得到该工作点的系统模型为

$$G(s)=\frac{0.8}{690s+1}e^{-105s} \tag{10}$$

2 实验室温度调节方法分析

气候实验室试验区域空间大,有效试验空间约十余万立方米。此外,实验室的承力地坪为混凝土结结构,是一个巨大的热沉,升降温缓慢,试验机的存在也是一个较大的热沉。为保证试验机周围的温度场均匀性(温度不均匀度小于 2 ℃),需要良好的气流组织或气流分布。对于一些小型低温实验室箱或实验室,由于其高度和体积较小,室内的空气循环次数可以达每小时上百次,温度场的控制和均匀性相对容易达到相关低温试验标准的要求。但对于超大型气候实验室,实验室中存在较大的热沉,且存在降雪、冻雨、太阳辐照等实验室局部区域热负荷突然增大的情况,由于室内的空气循环次数无法达到普通实验室的水平,实验室的温度变化较为迟缓,存在明显的迟滞,为温度场的精准控制和均匀性带来挑战。

为了解决上述问题,气候实验室配置了 5 套独立且完全相同的空气处理单元,每个空气处理单元分为两个完全相同的通道,无论在任何试验工况,两个通道均同时运行,仅通过风机变频来适应不同的负荷。每个空气处理单元可独立控制实验室的 1/5 区域,可根据试验区域负荷变化,对实验室超大空间进行气流分区控制,以精确地调节实验室温度场。

在选择空气处理单元中换热器内部换热介质时,若选用制冷剂与空气换热,由于制冷剂在输送管道中压力不易维持,降低了制冷系统的可靠性,并需要同时精确控制制冷剂的蒸发温度和制冷剂流量才能精准控制送风温度。因此,提出一种载冷剂双级换热方法,载冷剂先与冷热源换热(蒸汽、冷却水、制冷系统),再通过长距离的蓄能运输管道进入换热器,实现空气温度的调节。

为了实现实验室 -55 ℃ ~ +74 ℃的温度调节,载冷剂按温度区间选择,实验室温度在 -25 ℃ ~ +74 ℃区间时,采用 LM-8 载冷剂;实验室温度在 -55 ℃ ~ -25 ℃区间时,采用二氯甲烷载冷剂。两种载冷剂分别对应 LM-8 换热系统和二氯甲烷换热系统:前者用于实验室 -25 ℃ ~ +74 ℃的温度调节,高温环境的热源为蒸汽,低温环境的冷源为制冷系统;后者用于实验室 -55 ℃ ~ -25 ℃的温度调节,冷源为复叠制冷系统,当实验室温度需降至低于 -25 ℃时,空气处理单元采用第三级二氯甲烷换热器进行空气换热。

载冷剂换热系统包括两级循环换热。对于 LM-8载冷剂换热系统(如图 2 所示),一级换热循环包括 LM-8 一级载冷剂泵、蒸汽换热器、冷却水换热器和制冷系统蒸发器,一级换热用于载冷剂温度的粗调,其温度与期望空气温度的温差在 8 ℃ ~12 ℃;二级换热循环包括 LM-8 二级载冷剂泵、空气处理单元换热器、回液阀、旁通阀,二级换热用于载冷剂温度的精调,直接控制换热器入口载冷剂温度。二氯甲烷载冷剂换热系统的构成与 LM-8 载冷剂换热系统相同。载冷剂换热系统的一级循环用于载冷剂的

能量蓄存和长距离运输,同时起到压力稳定的作用;二级循环用于空气处理单元的空气温度调节。对于空气处理单元,换热器的载冷剂管道配置了回液阀和旁通阀,通过调节两个阀的开度,改变二级循环从一级循环的载冷剂取液量,其与旁通管路中的载冷剂进行混合,改变进入换热器的载冷剂温度,从而实现换热器出口送风温度的调节。

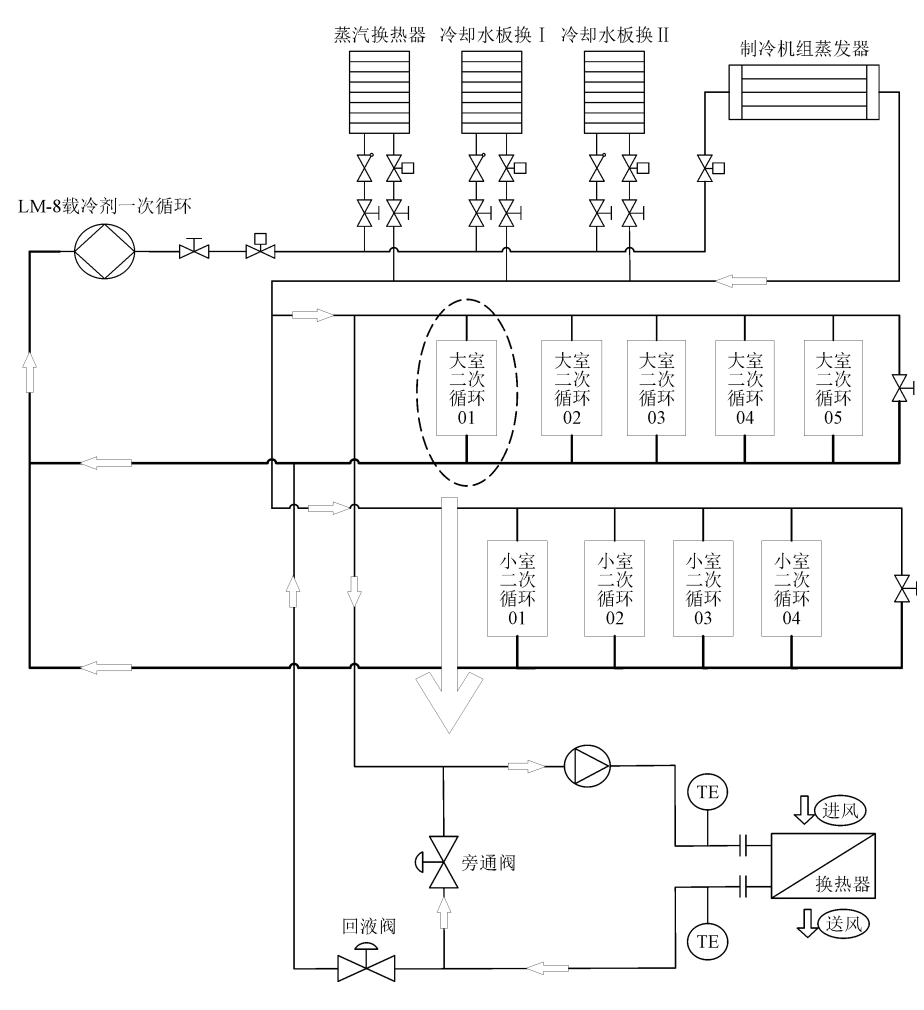


图 2 载冷剂温度双级调节

Fig. 2 Dual-stage refrigerant temperature regulation

3 温度控制系统设计

3.1 温度控制算法分析

由第 2 节可知,气候实验室温度控制可近似为一个有滞后的一阶惯性系统[14],若载冷剂温度发生波动,将导致换热器后送风温度发生变化,循环风再由送风段的旋流风口进入实验室,经过一段时间的混合后,实验室的温度才会出现偏差,控制系统才能发现干扰的存在,进而改变载冷剂调节阀的开度,对实验室温度加以控制。超大空间气候实验室温度控制若采用普通的单回路 PID 控制器,这种控制方案的响应速度和控制质量会很差,因为调节过程发生作用时,实验室的温度已偏离设定值很远了,造成实验室温度波动大,系统稳定性降低[15]。

基于以上分析,提出一种基于热负荷前馈的串级 PID 温度控制器(如图 3 所示),该控制器内环选择空气处理单元的送风温度作为副被控变量,外环选择实验室温度作为主被控变量。内环控制器的超前作用通过控制送风温度,克服载冷剂温度波动造成的实验室温度波动。由于内环副回路通道短、滞后小、控制及时,因而使送风温度的控制品质得到了提高[16]。对于实验室内模拟气候、地坪、试验件、试验设备、照明等带来的热负荷干扰,可通过前馈控制器的作用,抵消或减小热负荷干扰对实验室温度的影响[17]。

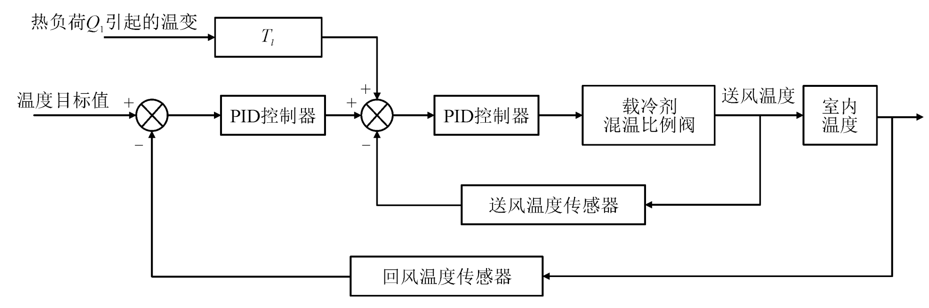


图 3　基于热负荷前馈的串级 PID 温度控制器

Fig. 3　Feedforward-cascade PID temperature controller based on the thermal load feed-forward

图 3 中外环 PID 的输入是实验室目标温度，其与实际温度作差后由 PID 计算出送风温度，并作为内环 PID 的输入，内环 PID 计算出载冷剂回液阀和旁通阀的开度，调节换热器进口的载冷剂温度，从而改变空气处理单元换热器出口的送风温度，达到控制实验室空气温度的目的。对于图 3 中的热负荷前馈，需计算出室内温度控制过程中的热负荷数值，然后引入内环控制器的送风温度偏差计算中[18]。

3.2　热负荷计算

计算试验热负荷的目的是分析在降温过程中，实验室典型试验工况带来的附加热负荷数值，将热负荷变化引入实验室温度控制。对于图 3 中热负荷前馈带来的送风温度变化值 T_l，可由式(11)计算

$$T_l = Q_l / c_a m_f \tag{11}$$

其中：T_l为送风温度变化值；Q_l为模拟气候、地坪、试验件、试验设备、照明等带来的热负荷；c_a表示当前室内温度下的空气比热容；m_f为单位时间内流过循环风换热器的空气质量。

对于 Q_l，以降雪试验工况为例，降雪试验是在环境室温度 $T_{test} = -30$ ℃时进行，降雪带来的附加热负荷 Q_l由以下几部分产生组成：①实验室照明；②新风系统；③空气处理单元风机；④实验室墙体结构传热；⑤实验室地坪传热；⑥受试目标；⑦降雪系统。

−30 ℃降雪试验工况（即 T_{test}为 −30 ℃）的热负荷计算方法如下。

1）实验室照明负荷

实验室照明的热负荷功率 $Load_1$取恒定值，

$$Load_1 = 60\ \text{kW} \tag{12}$$

2）新风系统热负荷

进行 −30℃降雪试验时，新风系统补偿的新风温度为 −30℃，因此新风系统补偿新风的热负荷为

$$Load_2 = C_p \cdot m_{air} \cdot \Delta T = C_p \cdot m_{air} \cdot [(-30 + 273) - T_{test}] \tag{13}$$

代入 T_{test}得新风热负荷为 0 kW。

3）空气处理单元风机负荷

实验室空气处理单元风机为内置风机，所以风机产生的负荷等于风机的功率，即

$$Load_3 = Q_{fans} = 587.66\ \text{kW} \tag{14}$$

4）墙体结构传热负荷

假设实验室建筑结构外部环境温度 T_{am}为 35 ℃，则根据傅里叶导热定理有在降雪试验时通过实验室墙体结构传热产生的负荷 $Load_4$为

$$Load_4 = -\lambda/\delta \cdot (A_{surf} + A_{surfAH}) \cdot (T_{test} - T_{am}) \tag{15}$$

实验室墙体保温结构的导热系数 λ 为 0.02 W/(m·K)，实验室墙体保温结构厚度 δ 为 100 mm，实验室墙体及顶棚面积 A_{surf}为 $1.115\times10^4\ \text{m}^2$，空气处理单元通道的面积 A_{surfAH}为 1 611.5 m^2，代入以上参数后得实验室墙体结构传热产生的负荷 $Load_4$为 165.89 kW。

5）实验室地坪传热负荷

根据对流换热公式有地坪的对流换热产生的负荷 $Load_5$为

$$Load_5 = -A_f \cdot h \cdot \Delta T \tag{16}$$

假设实验室地坪没有处于热稳定状态且地坪表面温度与实验室环境温度的温差 ΔT 为 10 ℃。当室温 T_{test}为 −30 ℃时，地坪表面的对流换热系数 h 取 15 W/(m^2·K)，实验室地坪面积 A_f为 4 320 m^2，代入以上参数后得地坪传热负荷 $Load_5$为 648 kW。

6）受试目标热负荷

假设受试目标产生的热负荷 $Load_6$为 100 kW。

7）降雪负荷

降雪试验的试验温度为 −30 ℃，供水总流量 m_{wat}为 9.23 kg/s。降雪系统中水的热负荷变化过程包括：① 2 ℃的水（T_1）转化为 0 ℃的水（显热）；

②0 ℃的水(T_0)转化为0 ℃的雪花(潜热);③0 ℃的雪花转化为18 ℃的雪花(显热)。水的比热容C_{wat}取4.178 J/(kg·℃),0 ℃的水转化为0 ℃的雪花潜热h_{fre}取333.548 kJ/kg,冰的比热容C_{ice}取1.922 J/(kg·℃)。

所以 −30 ℃降雪试验中降雪负荷为

$$Load_7 = m_{wat} \cdot [C_{wat} \cdot (T_1 - T_0) + h_{fre} + C_{ice} \cdot (T_0 - T_{test})] \quad (17)$$

代入以上参数后可得降雪负荷$Load_7$为3 078.7 kW。

综上,−30 ℃降雪带来的附加热负荷为以上分项热负荷之和3 078.7 kW。

3.3 控制器参数整定

3.1节中的串级PID控制器采用增量式算法,其表达式为

$$\Delta u(k) = k_p[e(k) - e(k-1)] + (K_p/T_i)e(k)T + K_p \times T_d[e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)]/T \quad (18)$$

式中:K_p为控制器比例系数;T_i为控制器积分时间;T_d为控制器微分时间;$\Delta u(k)$为控制器k时刻的增量值;$e(k)$、$e(k-1)$、$e(k-2)$分别为当前时刻、$(k-1)$时刻、$(k-2)$时刻的误差值;T为采样周期。k时刻控制器的输出为

$$u(k) = \Delta u(k) + u(k-1) \quad (19)$$

由于超大空间气候实验室是一个大滞后对象,在温度控制过程中,只要存在偏差,积分的作用就会继续,当偏差较大时会出现积分饱和现象,使温度控制曲线出现超调。因此,对PID控制器进行积分分离,当偏差值较大时去掉积分作用采用PD控制;当偏差值较小时采用PID控制[19]。增量式积分分离PID控制器的算法为

$$\Delta u(k) = K_p[e(k) - e(k-1)] + \beta(K_p/T_i)e(k)T + K_p \times T_d[e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)]/T \quad (20)$$

式中:β为积分分离系数,并设置积分分离阈值ε,当$e(k) > \varepsilon$,$\beta = 0$;若$e(k) < \varepsilon$,$\beta = 1$。

根据第2节获取的实验室模型搭建基于Matlab Simulink的热负荷前馈串级温度控制器模型[20],使用临界比例度法整定系统的PID参数。采样周期T须满足香农采样定理,对于带滞后的温度控制系统,采样周期可选纯滞后时间的1/10,因此采样周期为9 s。首先求出临界比例度δ_k和临界周期T_k,将PID控制器的积分系数和微分系数设置为零,使控制系统只有比例环节,逐渐增大比例系数K_p',直到系统响应为等幅振荡,此时的比例系数K_p'即为临界比例度δ_k,振荡一次所用的时间为T_k。

根据临界比例度法的计算方法,PID参数的计算经验公式见表1。

表1 临界比例度法经验公式

Tab.1 Empirical formula of critical proportion method

控制规律	K_p	T_i	T_d
PID	$1.7\delta_k$	$0.5T_k$	$0.125T_k$

利用该方法依次整定副回路和主回路控制参数[21],再基于该整定参数通过现场微调试凑,得到一组PID参数如表2所示。其中K_p为比例系数;T_i为积分时间;T_d为微分时间。

表2 主、副回路PID整定参数

Tab.2 PID tuning parameters of main-loop and vice-loop

参数	K_p	T_i	T_d
副回路	0.15	95	12
主回路	0.35	440	100

4 应用与分析

为了体现基于热负荷前馈的串级PID温度控制器的控制效果,先去掉图3中的热负荷前馈,使用串级PID温度控制器。温度控制包括降温过程(+21 ℃→−30 ℃降雪试验→−40 ℃→−55 ℃)和升温过程(−55 ℃→−54 ℃→−40 ℃→+21 ℃),降温速率和升温速率设置为3 ℃/h,温度控制曲线见图4。

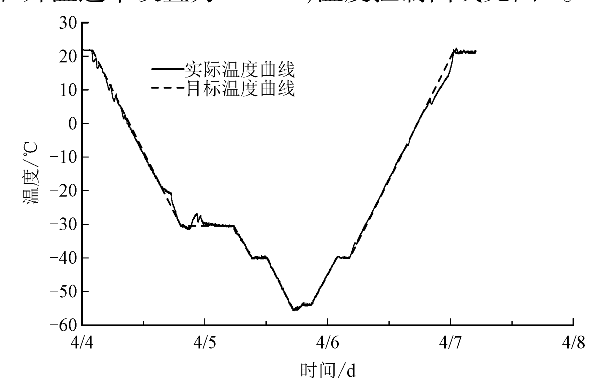


图4 温度曲线

Fig.4 Temperature curve

图4中虚线为目标温度曲线,实线为实际温度曲线,实际温度曲线在大部分区间基本可以跟随目标温度值按照3 ℃/h变化。当实际温度到达目标温度时,气候实验室温度基本在目标温度±2 ℃内,

气候实验室温度达到稳态后波动较小。从图 4 可看出,在部分升降温阶段出现曲线波动,造成曲线波动的原因如下。

1)降温初期阶段实际温度曲线发生波动:为了消除实验室地坪的热惯性影响,制冷机组开启初期,设置制冷机组将载冷剂一次循环温度调节至低于实时目标温度值 -12 ℃,该温度过低,造成二次循环取液时送风温度过低,且控制器副回路比例系数稍高,响应速度快造成实验室降温初期阶段曲线波动。

2)降温阶段(-25 ℃ ~ -30 ℃)实际温度曲线回升:气候实验室降温至 -25 ℃时,需将复叠制冷机组由高温级切换至低温级,切换过程当低温载冷剂温度还未降至高温载冷剂的实时温度时,随即从中高温换热器切换到低温换热器,低温换热器内的载冷剂温度高,造成气候实验室温度回升。

3)降雪试验期间(-30 ℃)实际温度曲线回升:该阶段气候实验室进行 -30 ℃降雪试验,该过程向气候实验室内带来了附加热负荷,造成气候实验室温度快速回升。

4)升温阶段(+8 ℃ ~ +21 ℃)实际温度曲线升温速率低于目标温度曲线:该阶段升温时,中高温载冷剂管道内布置的电加热器已满功率输出,将热源由电加热切换到蒸汽板换,蒸汽板换产生大量冷凝水,造成载冷剂温度达不到高于目标温度 8 ℃ ~ 12 ℃的要求,造成升温速率低于期望速率。

基于以上分析,串级 PID 不能快速的地消除热负荷对实验室温度控制的干扰,因此将热负荷前馈加入到串级 PID 温度控制器,并对控温过程的控制策略进行以下优化。

1)调整载冷剂一次温度和副回路比例系数:高估了气候实验室地坪的热惯性影响,将载冷剂一次循环温度调节至低于实时目标温度值 -8 ℃,使载冷剂温度降温速率与气候实验室降温速率保持一致,且将副回路比例系数由 0.1 降低至 0.09。

2)在 -25 ℃ ~ -30 ℃降温期间,复叠机组切换时,观察低温载冷剂一次循环温度,当调节至与高温载冷剂一次循环温度相同时,再切换至低温换热器进行温度控制。

3)在 -30 ℃降雪试验期间,在开始降雪前5 min 加入热负荷前馈环节,间接增加串级 PID 内环控制器的送风温度目标值,通过气流分区对试验区域进行送风温度的调节,以补偿降雪热负荷引起的温度回升,减小降雪过程试验温度的波动。

4)升温阶段切换至蒸汽板换作为热源时,应在电加热满功率之前提前预热蒸汽板换,将冷凝水限制在一个较小的换热面热,并保持电加热开启状态,通过调节蒸汽板换调节阀进行升温。

优化后的温度控制曲线如图 5 所示,在降温初期阶段、-25 ℃ ~ -30 ℃阶段、-30 ℃降雪阶段、+8 ℃ ~ +21 ℃阶段的实际温度曲线能够准确跟踪目标温度曲线,升降温过程温度调节速率与目标速率一致,稳态时温度波动度小于 ±2 ℃。

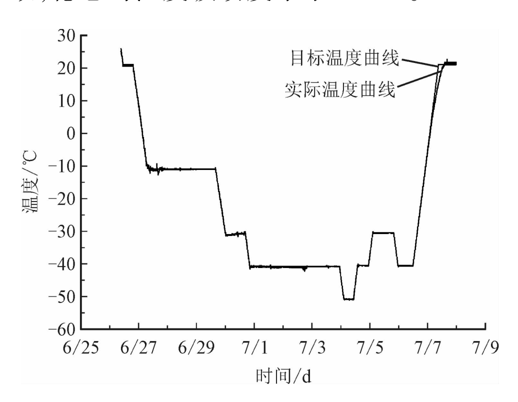


图 5　优化后温度曲线

Fig. 5　The optimized temperature curve

5　结　论

通过分析大空间气候实验室的温度调节工艺原理和动态特性,针对实验室温控过程大滞后、干扰多、非线性的特点,采用串级 PID 控制器克服载冷剂的温度波动,引入热负荷前馈环节克服模拟气候、地坪、试验件、试验设备、照明等造成的试验过程温度回升,并通过临界比例度法和试凑法整定控制器参数,基于实际控温曲线优化不同温度段的控制策略和控制参数。试验结果表明基于热负荷前馈的串级 PID 控制器,通过气流分区控制可有效补偿温控过程试验负荷造成的温度回升,动态响应速度快,可以 3 ℃/h 的温变速率准确跟踪期望温度曲线,温度到达稳态阶段时控制精度为 ±2 ℃,达到了超大空间气候实验室温度场的预期控制目标。

参考文献:

[1]　张昭,唐虎,成竹. 军用飞机实验室气候环境试验项目分析[J]. 装备环境工程,2017,14(10):87-91.
ZHANG Zhao,TANG Hu,CHENG Zhu. Laboratory climatic test items of military aircraft[J]. Equipment environmental engineering,2017,14(10):87-91(in Chinese).

[2]　冉育强,李军,杨军. 基于 PLC 的环境模拟系统温度控制算法

的研究与实现[J]. 计算机测量与控制,2015,23(10):3377-3380.
RAN Yuqiang,LI Jun,YANG Jun. Research and implementation of temperature control algorithm for environment simulation system based on PLC[J]. Computer measurement & control,2015,23(10):3377-3380 (in Chinese).

[3] 邓丁奇,张继华,高飞,等. 模糊 PID 控制原理在高低温环境模拟系统的应用[J]. 计算机测量与控制,2015,23(1):277-279.
DENG Dingqi,ZHANG Jihua,GAO Fei,et al. Fuzzy-PID control theory for high/low temperature environmental simulation system [J]. Computer measurement & control,2015,23(1):277-279 (in Chinese).

[4] 张鼎威. 小型海洋环境模拟实验舱温度检测与控制系统研究[D]. 济南:山东大学,2020.

[5] 刘明闯. 机舱温度场仿真与保温系统设计[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2021.

[6] 孟庆龙,王元,李彦鹏. 微气候环境模拟实验室用温度控制系统设计[J]. 控制工程,2015,22(1):170-175.
MENG Qinglong,WANG Yuan,LI Yanpeng. Temperature controller design for environment simulation laboratory[J]. Control engineering of China,2015,22(1):170-175(in Chinese).

[7] 李可,庞丽萍,刘旺开,等. 环境模拟舱体的建模仿真及控制方法[J]. 北京航空航天大学学报,2007,33(5):535-538.
LI Ke,PANG Liping,LIU Wangkai,et al. System model simulation and control method used in environmental simulation chambers [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2007,33(5):535-538(in Chinese).

[8] 吴相甫. 航空装备实验室温度环境试验剪裁探讨[J]. 装备环境工程,2018,15(1):74-79.
WU Xiangfu. Tailoring of laboratory temperature environment test for aviation equipment[J]. Equipment environmental engineering,2018,15(1):74-79(in Chinese).

[9] 邹小玲. 直升机机载设备环境试验剪裁探讨[J]. 直升机技术,2013(4):24-28.
ZOU Xiaoling. Tailoring of environmental test standard for airborne equipment of helicopter[J]. Helicopter technique,2013(4):24-28 (in Chinese).

[10] 刘海燕,马建军,张惠. 大型气候环境实验室空气处理系统方案探讨[J]. 装备环境工程,2014,11(5):107-113.
LIU Haiyan,MA Jianjun,ZHANG Hui. Discussion on design of the air handing system in large climatic environmental test laboratory [J]. Equipment environmental engineering,2014,11(5):107-113 (in Chinese).

[11] 吴相甫,李冬梅. 气候环境实验室新风系统控制方法研究[J]. 控制工程,2017,24(增刊1):30-35.
WU Xiangfu,LI Dongmei. Study on the control method of fresh air system for climatic environmental test facilities[J]. Control engineering of China,2017,24(S1):30-35(in Chinese).

[12] 刘静纨,魏东,戴正伟. 基于模糊 PID 控制的 VAV 控制系统研究与实现[J]. 北京理工大学学报,2010,30(8):920-924.
LIU Jingwan,WEI Dong,DAI Zhengwei. Research and realization of fuzzy PID control-based for variable air volume control system [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology,2010,30(8):920-924(in Chinese).

[13] 吴相甫,徐健. 基于阶跃响应曲线特征的线性系统辨识方法研究[J]. 测控技术,2019,38(5):127-133,139.
WU Xiangfu,XU Jian. Study on identification method for linear system based on the feature of step response curve[J]. Measurement & control technology,2019,38(5):127-133,139(in Chinese).

[14] GRUBER M,TRÜSCHEL A,DALENBÄCK J O. Model-based controllers for indoor climate control in office buildings – complexity and performance evaluation[J]. Energy and buildings,2014,68,Part A:213-222.

[15] 李淼,李运泽,朱舜杰,等. 核热源功率测量系统冷端温度控制策略[J]. 航空动力学报,2017,32(1):203-212.
LI Miao,LI Yunze,ZHU Shunjie,et al. Cold-side temperature control strategy in power measuring system of radioisotope heat source [J]. Journal of aerospace power,2017,32(1):203-212(in Chinese).

[16] ZHANG J H,ZHANG F F,REN M F,et al. Cascade control of superheated steam temperature with neuro-PID controller[J]. ISA transactions,2012,51(6):778-785.

[17] GOLBAHAR H M R,EGHTESAD M,NECSULESCU D S,et al. Temperature control of functionally graded plates using a feedforward-feedback controller based on the inverse solution and proportional-derivative controller[J]. Energy conversion and management,2010,51(1):140-146.

[18] 马修水. 过程仪表及自动化[M]. 北京:机械工业出版社,2013.

[19] 孟庆龙,王元. 基于 CFD 的空间场温度系统建模与控制[J]. 浙江大学学报(工学版),2012,46(8):1478-1484.
MENG Qinglong,WANG Yuan. Modelling and control of CFD-based distributed parameter system[J]. Journal of Zhejiang University (engineering science),2012,46(8):1478-1484(in Chinese).

[20] 吴相甫,李冬梅. 气候环境实验室建模及温度控制系统仿真[J]. 测控技术,2015,34(10):63-66.
WU Xiangfu,LI Dongmei. Modeling of climatic environment test facility and temperature control system simulation[J]. Measurement & control technology,2015,34(10):63-66(in Chinese).

[21] 刘文定,王东林. MATLAB/Simulink 与过程控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,2013.

(编辑 黄崇亚 史淑英)